

УДК 629.1.032.531.3

**САМОРОДОВ В.Б., РЕБРОВ А.Ю.,** НТУ «ХПИ»

## **РАЗВИТИЕ КЛАССИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ТЯГОВОГО РАСЧЕТА ТРАКТОРА С УЧЕТОМ ОСНОВНЫХ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ МТА**

Запропоновано математичну модель основних техніко-економічних показників (ТЕП) роботи машино-тракторного агрегату на базі колісного трактора в агрегаті з плугом, побудовану на основі просторово-топологічних підходу. Отримані дані, зв'язують основні ТЕП та дають змогу науково обґрунтувати раціональне агрегування та режими роботи колісних тракторів на прикладі ВАТ „ХТЗ ім. С. Орджонікідзе”.

**Введение.** Развитие методов теории трактора неразрывно связано с совершенствованием технологий сельскохозяйственного производства, повышением технического уровня тракторов, пересмотром концепции развития трактора как машины данного функционального назначения. Методы определения свойств и показателей трактора постоянно совершенствуются и уточняются, получают развитие новые подходы в реализации задач теории трактора. В настоящее время на наш взгляд получили широкое распространение два направления развития в теории трактора. К первому следует отнести совершенствование методов определения основных технико-экономических показателей (ТЭП) машинотракторного агрегата (МТА) в целом с учетом агрегируемого орудия. И второе – это развитие новой тягово-энергетической концепции трактора. Оба эти направления рассматривают совместно энергетическое средство – трактор и модуль приводного или не приводного сельскохозяйственного орудия, что дает предпосылки для решения актуальной задачи – повышения основных ТЭП МТА.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Определение тягово-скоростных характеристик колесного трактора, оснащенного механической трансмиссией, с учетом буксования и влияния увеличения сопротивления плуга от скорости движения МТА, решалась в работах [2, 4, 5-10]. В работах [3-5, 8-10] приведены уточненные математические модели тягово-мощностного баланса трактора, описана взаимосвязь суммарной крюковой нагрузки, реальной скорости движения МТА, эффекта буксования МТА при одновременном учете потерь в трансмиссии, потерь на буксование, перекачивание и скоростной составляющей потерь при обработке почвы в процессе тяговых технологий. В работе [9] представлена математическая модель, позволяющая установить взаимосвязи крюковой нагрузки (с учетом скоростных потерь по Горячкину В.П. [1]), с потерями в гидрообъемно-механической трансмиссии с учетом буксования колесного трактора и определить основные ТЭП МТА в целом. Пространственно-топологический подход [10] в представлении взаимосвязей между основными ТЭП МТА позволяет получить полную картину его функционирования и определить зоны, в которых МТА наиболее полно реализует свои потенциальные возможности.

**Цель и постановка задачи.** Целью настоящей работы является обоснование выбора параметров МТА на базе колесного трактора с позиций повышения его основных ТЭП на основе пространственно-топологических представлений, а также изучение факторов, определяющих производительность МТА, включая режимы работы и агрегатирование, на примере тракторов ХТЗ-17121.

**Математическая модель и алгоритм решения задачи.** Для полноприводных колесных тракторов с компоновкой, выполненной по схеме 4К4б – с колесами одинакового размера тягово-сцепные качества и производительность агрегатов на их основе определяются комплексом конструктивных параметров и технологических свойств.

Традиционно тяговый расчет трактора начинается с выбора массы трактора и двигателя, которые обеспечат выполнение энергонасыщенных операций при заданной скорости движения. Известно [2], что масса трактора связана с номинальным тяговым усилием на крюке посредством коэффициента, который находится в узких пределах для каждой компоновочной схемы. Выбор массы трактора и его двигателя в данной работе не рассматривается. Остановимся на определении основных ТЭП для колесного трактора в агрегате с плугом.

Касательная сила тяги, развиваемая колесным движителем по двигателю, зависит от характеристики самого двигателя, параметров трансмиссии и ходовой системы трактора:

$$P_{km1} = \frac{M_d \cdot u_1 \cdot \eta_{tp1}}{r_{c1}}; \quad P_{km2} = \frac{M_d \cdot u_2 \cdot \eta_{tp2}}{r_{c2}} \quad (1)$$

где  $M_d$  – значение крутящего момента двигателя, соответствующее внешней скоростной характеристике, Нм;

$u_1, u_2, \eta_{tp1}, \eta_{tp2}$  – передаточное число и КПД участков трансмиссии привода переднего и заднего мостов;

$r_{c1}, r_{c2}$  – статические радиусы ведущих колес трактора.

Принимая допущение о том, что двигатель работает на внешней скоростной характеристике, представим его крутящий момент в виде функции угловой скорости коленчатого вала. Варьируя передаточным числом трансмиссии в достаточно широких пределах можно определить значения касательной силы тяги по двигателю. Однако, в полностью касательные силы тяги (1) не могут быть реализованы вследствие перераспределения крутящего момента по мостам трактора. Для тракторов марки ХТЗ применен жесткий привод к ведущим мостам – межосевой дифференциал отсутствует.

С другой стороны реализация тягового сопротивления, развиваемого плугом, зависит от сцепных свойств движителя и характеристик почвы. Тяговые свойства колесного движителя определяются площадью пятна контакта колес с опорой, динамическим радиусом колеса, прессованием и сдвигом грунта. Указанные параметры зависят от прогиба шин ведущих колес, [11, 12]:

$$f_{wi} = \frac{c_{2i} \cdot G_i}{2 \cdot (p_{wi} + p_{oi})} + \sqrt{\left( \frac{c_{2i} \cdot G_i}{2 \cdot (p_{wi} + p_{oi})} \right)^2 + c_{1i} \cdot G_i}, \quad (2)$$

где  $G_i$  – нагрузка на колесо, кН ;

$p_{0i}$ ,  $c_{1i}$ ,  $c_{2i}$  – постоянные для данной шины коэффициенты, кПа, м<sup>2</sup>/кН, 1/м;

$p_{ши}$  – внутришинное давление, кПа.

В процессе реализации тягового усилия происходит перераспределение веса между мостами трактора. Вес, приходящийся на переднее и заднее колеса, Н:

$$G_1 = \frac{G \cdot \frac{l_2}{L} - \left( P_{км1} - f \cdot G \cdot \frac{l_2}{L} \right) \cdot \frac{h_{кр}}{L}}{2};$$

$$G_2 = \frac{G \cdot \frac{l_1}{L} + \left( P_{км1} - f \cdot G \cdot \frac{l_1}{L} \right) \cdot \frac{h_{кр}}{L}}{2}$$
(3)

где  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $h_{кр}$  – расстояние от центра масс трактора до передней, задней осей и высота приложения крюковой нагрузки от опоры соответственно.

Расположение центра тяжести трактора выбирают из условия равномерного распределения веса по мостам при реализации номинального тягового усилия:

$$l_2 = 0,5 \cdot L + \frac{P_{кр.ном} \cdot h_{кр}}{G}$$
(4)

Коэффициент, зависящий от размеров шины и ее нормы слойности [11], кПа:

$$p_{0i} = \left( 16,7 \cdot (n_{ci} - 1) \cdot \sqrt{\frac{D_i}{b_i} - 1,4} \right) - 28 \quad ,$$
(5)

где  $n_{ci}$  – норма слойности шины;

$D_i$ ,  $b_i$  – наружный диаметр и ширина профиля шины, м.

Коэффициенты выражения (2) определяются зависимостями [11]:

$$c_{1i} = \frac{(x_{1i}^2 + x_{2i}^2) \cdot (y_{1i} + y_{2i}) - (x_{1i} + x_{2i}) \cdot (x_{1i} \cdot y_{1i} + x_{2i} \cdot y_{2i})}{2 \cdot (x_{1i}^2 + x_{2i}^2) - (x_{1i} + x_{2i})^2};$$
(6)

$$c_{2i} = \frac{2 \cdot (x_{1i} \cdot y_{1i} + x_{2i} \cdot y_{2i}) - (x_{1i} + x_{2i}) \cdot (y_{1i} + y_{2i})}{2 \cdot (x_{1i}^2 + x_{2i}^2) - (x_{1i} + x_{2i})^2}.$$
(7)

Коэффициенты  $x_{1i}$ ,  $x_{2i}$ ,  $y_{1i}$ ,  $y_{2i}$  определяются при двух внутришинных давлениях и соответствующим им максимальным нагрузкам на колесо, приведенным в ГОСТ 7463-80:

$$x_{1i} = \frac{f_{cwi}}{p_{ш.мин i} + p_{0i}}; \quad x_{2i} = \frac{f_{cwi}}{p_{ш.макс i} + p_{0i}}; \quad y_{1i} = \frac{f_{cwi}^2}{Q_{мин i}}; \quad y_{2i} = \frac{f_{cwi}^2}{Q_{макс i}},$$
(8)

где  $p_{ш.\min i}$ ,  $Q_{\min i}$  – минимально допустимое давление в шине и максимально допустимая нагрузка при этом давлении;

$p_{ш.\max i}$ ,  $Q_{\max i}$  – максимально допустимое давление в шине и максимально допустимая нагрузка при этом давлении;

$f_{ши}$  – статические прогибы шин:

$$f_{ши} = \frac{D_i}{2} - r_{ci}, \quad (9)$$

где  $D_i$ ,  $r_{ci}$  – наружный диаметр и статический радиус шины.

Используя формулу (2) можно определить прогиб шины, а также рассчитать площадь пятна контакта с опорой и динамический радиус шины в зависимости от ее конструктивных параметров, внутришинного давления и нагрузки на колесо. Динамический радиус колеса:

$$r_{ki} = \frac{D_i}{2} - f_{ши}. \quad (10)$$

Пятно контакта шины с грунтом представляет собой эллипс, контурная площадь которого:

$$F_{ki} = \frac{\pi}{4} \cdot a_{ki} \cdot b_{ki}, \quad (11)$$

где  $a_{ki}$ ,  $b_{ki}$  – большая и малая полуоси эллипса, либо длина и ширина пятна контакта.

Статистический анализ результатов статических испытаний шин показал, что ширина пятна контакта и его длина могут быть определены по зависимостям [11, 12]:

$$a_{ki} = c_{3i} \cdot \sqrt{D_i \cdot f_{ши} - f_{ши}^2}. \quad (12)$$

$$b_{ki} = 2 \cdot \sqrt{2 \cdot R_{при} \cdot f_{ши} - f_{ши}^2}. \quad (13)$$

где  $c_{3i}$  – коэффициент, зависящий от размеров и нормы слоистости шины;

$R_{при}$  – приведенный коэффициент.

$$c_{3i} = \frac{20,5}{11,9 + \left| \frac{D_i}{b_i} - \frac{|n_{ci} - 9|}{2} - 3 \right|}. \quad (14)$$

$$R_{при} = \frac{b_i + H_i}{2,5}, \quad (15)$$

где  $H_i$  – высота профиля шины.

$$H_i = \frac{D_i - D_{ni} \cdot 0,0245}{2}, \quad (16)$$

где  $D_{ni}$  – номинальный посадочный диаметр обода, дюйм.

Качение колеса по сминаемому основанию – грунту сопровождается процессами колееобразования, определяющими прессование и уплотнение грунта, сопротивление качению. Деформация грунта под колесом моста [12]:

$$h_{vi} = \sqrt[3]{\frac{G_i^2}{k_0^2 \cdot b_{ki}^2 \cdot D_i}} \quad (17)$$

где  $k_0$  – коэффициент объемного смятия почвы [12].

Сила сопротивления качению колеса:

$$P_{fi} = G_i \cdot \sqrt{\frac{G_i}{k_0 \cdot b_{ki} \cdot D_i^2}}, \quad (18)$$

Коэффициент сопротивления качению:

$$f_i = \frac{P_{fi}}{G_i}. \quad (19)$$

Уплотнение грунта характеризуется максимальным давлением под колесом  $q_{\max}$  и параметром уплотняющего воздействия на почву (УВП)  $U$ .

Максимальное давление под колесом, кПа:

$$q_{\max i} = 0,832 \cdot \sqrt{\frac{G_i}{2 \cdot b_i \cdot R_{\text{нп}i}} \cdot \frac{\sigma_{ki} \cdot \sigma_0}{\sigma_{ki} + \sigma_0}}. \quad (20)$$

где  $\sigma_0$  – предел прочности на одноосное сжатие [12];

$\sigma_{ki}$  – модуль упругости шины.

$$\sigma_{ki} = \frac{1,59 \cdot G_i}{a_{ki} \cdot f_{\text{ш}i}} \quad (21)$$

Показатель УВП определяется максимальным давлением колес переднего и заднего мостов на почву, кН/м:

$$U = 1,25 \cdot b_i \cdot (q_{\max i} + 0,3 \cdot k_U \cdot q_{\max i+1}) \quad (22)$$

где  $k_U$  – коэффициент, характеризующий число проходов колес по участку грунта.

$$k_U = \frac{1}{\lg 2 - \lg 1} - \left( \frac{1}{\lg 2 - \lg 1} - 1 \right) \cdot \frac{q_{\max i}}{q_{\max i+1}}, \text{ если } q_{\max i+1} \geq q_{\max i}, \text{ иначе } k_U = 1 \quad (23)$$

Значение допустимого значения параметра УВП  $[U]=75$  кН/м, его превышение приводит к снижению урожайности обрабатываемых культур.

Зная нагрузки на колеса мостов и динамические радиусы колес, уточняем значения касательных сил тяги, принимая допущение о том, что для жесткого межосевого привода момент между мостами распределяется пропорционально распределению веса трактора по мостам:

$$P_{k1} = \frac{M_d \cdot u_1 \cdot \eta_{\text{тп1}}}{r_{k1}} \cdot \frac{2 \cdot G_1}{G};$$

$$P_{k2} = \frac{M_d \cdot u_2 \cdot \eta_{\text{тп2}}}{r_{k2}} \cdot \frac{2 \cdot G_2}{G} \quad (24)$$

При жестком межосевом приводе существует кинематическое несоответствие между линейными относительными скоростями движения в пятне контакта колес с грунтом. Это несоответствие вызвано несколькими причинами. Во-первых, для тракторов с колесами разных размеров невозможно подобрать передаточные числа в приводах мостов так, чтобы обеспечить равенство линейных скоростей в пятне контакта. Во-вторых, даже для тракторов с шинами равных типоразмеров возможен разный износ шин, а также разные нагрузки и давления в шинах мостов, что обуславливает разные динамические радиусы колес. Такое несоответствие вызывает циркуляцию мощности в контуре привода мостов, и характеризуется коэффициентом кинематического несоответствия [2, 12]:

$$k_H = \frac{r_{ki}}{r_{ki+1}} \cdot \frac{u_{i+1}}{u_i} \quad (25)$$

Максимально возможная по сцеплению с почвой касательная сила тяги моста трактора определяется зависимостью:

$$P_{k\varphi i} = 2 \cdot (c_c \cdot F_{ki} + G_i \cdot \operatorname{tg}(\varphi_c)), \quad (26)$$

где  $C_c$ ,  $k_c$ ,  $\varphi_c$  – коэффициенты, характеризующие свойства почвы.

Буксование колес мостов определяется решением уравнений:

$$P_{ki} = P_{k\varphi i} \cdot \left( 1 - \frac{k_c \cdot (1 - \delta)}{\delta \cdot a_{ki}} \cdot \left( 1 - e^{\frac{-\delta \cdot a_{ki}}{k_c \cdot (1 - \delta)}} \right) \right). \quad (27)$$

Однако, полученные значения буксования мостов по формуле (27) не будут согласованы, так как они определены исключительно исходя из свойств почвы, характеристик движителя и режима работы двигателя. Буксования мостов должны быть

согласованы и удовлетворяют условию совместного движения вместе с трактором при одинаковой действительной скорости:

$$V_{т1} \cdot (1 - \delta_1) = V_{т2} \cdot (1 - \delta_2). \quad (28)$$

Поэтому уточняем значение буксования переднего и заднего мостов:

$$\delta_1 = \begin{cases} \delta_1, & \text{при } k_n \leq 1 \\ 1 - \frac{1}{k_n} \cdot (1 - \delta_2) \end{cases}; \quad \delta_2 = \begin{cases} \delta_2, & \text{при } k_n \geq 1 \\ 1 - k_n \cdot (1 - \delta_1) \end{cases}. \quad (29)$$

Полученные значения коэффициентов буксования при помощи (29) дают одинаковую действительную скорость трактора:

$$V = V_i = (1 - \delta_i) \cdot \frac{\omega_{дв} \cdot r_{ki}}{u_i}. \quad (30)$$

Максимально возможная ширина захвата плуга из условий обеспечения 100% загрузки двигателя на данном скоростном режиме определяется с использованием «рациональной» формулы В.П. Горячкина [1]:

$$B = \frac{\sum_{i=1}^2 P_{k\phi i} \cdot \left( 1 - \frac{k_c \cdot (1 - \delta_i)}{\delta_i \cdot a_{ki}} \cdot \left( 1 - e^{\frac{-\delta_i \cdot a_{ki}}{k_c \cdot (1 - \delta_i)}} \right) \right) - \sum_{i=1}^2 f_i \cdot G_i - f_n \cdot G_n}{k \cdot h \cdot \left( 1 + \frac{\varepsilon}{k} \cdot V^2 \right)} \quad (31)$$

где  $G_n$  – вес плуга;

$f_n$  – коэффициент, характеризующий потери на передвижение плуга;

$k, \varepsilon$  – коэффициенты, характеризующие сопротивление пласта деформации (удельное сопротивление почвы), форму рабочей поверхности корпуса плуга и технологические свойства почвы;

$h$  – глубина вспашки.

Сила тяги на крюке, [1]:

$$P_{кр} = f_n \cdot G_n + k \cdot B \cdot h \cdot \left( 1 + \frac{\varepsilon}{k} \cdot V^2 \right). \quad (31)$$

Производительность МТА, га/ч:

$$S = 0,36 \cdot B \cdot V. \quad (32)$$

Погектарный расход топлива кг/га:

$$W = \frac{Q_{\text{дв}}}{S}. \quad (33)$$

где  $Q_{\text{дв}}$  – часовой расход топлива двигателем в соответствии с внешней скоростной характеристикой.

Крюковая мощность МТА:

$$N_{\text{кр}} = P_{\text{кр}} \cdot V. \quad (34)$$

Эффективность работы МТА оценивается по крюковому и эффективному КПД:

$$\eta_{\text{кр}} = \frac{N_{\text{кр}}}{N_e}. \quad (35)$$

$$\eta_{\text{эф}} = \frac{k \cdot B \cdot h \cdot V}{N_e} \quad (36)$$

Таким образом, представленная математическая модель основных ТЭП МТА позволяет оценить его функциональные качества с учетом ограничений по скорости обработки почвы, ее допустимому уплотнению с позиций максимума производительности, минимума расхода топлива в зависимости от конструктивных параметров трактора и марки агрегатируемого орудия.

**Анализ результатов реализации математической модели.** Исходные данные выбраны для трактора ХТЗ -17221 весом 91 кН с двигателем ЯМЗ-236ДЗ номинальной мощностью 128 кВт и шинами 21,3 R24; внутришинное давление передних колес – 0,14 МПа, задних – 0,12 МПа, глубина вспашки  $h = 0,27$  м;  $\eta_{\text{тр}} = 0,87$ ; почва – средний суглинок:  $k = 40 \dots 60$  кН/м<sup>2</sup>;  $f_{\text{п}} = 0,5$ ;  $\varepsilon = 2 \dots 3$  кН·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;  $C_c = 7300$  Па;  $k_c = 0,02$  м;  $\varphi_c = 30^\circ$ ;  $\sigma_0 = 2,6$  МПа;  $k_0 = 0,14 \cdot 10^7$  Н/м<sup>2</sup>; передаточное число трансмиссии варьировалось в пределах 30-80.

Расчеты производились для выполнения пахотных работ на разных фонах среднего суглинка, при этом удельное сопротивление грунта варьировалось в пределах  $k = 40 \dots 60$  кН/м<sup>2</sup>. В ходе расчета определялись режимы максимальной производительности агрегата и режимы максимальной крюковой мощности (табл. 1.), при этом необходимо отметить, оба режима реализовывались при максимальной развиваемой двигателем мощности, т.е. в режиме, близком к номинальному. Характерной особенностью является несовпадение указанных режимов, причем режим максимальной производительности в исследуемом диапазоне сопротивления почвы реализуется при передаточном числе трансмиссии 71-72, буксовании 15-19%, силе тяги на крюке 46-47 кН и скорости движения в очень узком интервале значений 1,54-1,59 м/с (5,5-5,7 км/ч). В тоже время режим максимальной крюковой мощности реализуется при передаточном числе трансмиссии 54, буксовании 8,3-8,9%, силе тяги на крюке 33,7 кН и скорости движения 2,3 м/с (8,2 км/ч).



Таблица 1 – Результаты расчетов технико-экономических показателей МТА

$k$ , кПа	$S$ , га/ч	$u_{тр}$	$B$ , м	$\delta_1$ , %	$\delta_2$ , %	$N_{кр}$ , кВт	$P_{кр}$ , кН	$V$ , м/с	$W$ , кг/га	$\eta_{кр}$	$\eta_{эф}$	$U$ , кН/м
Режим максимальной производительности												
40	1,385	72	2,49	18,39	16,84	72,6	47,0	1,54	17,47	0,627	0,465	190
50	1,138	71	2,00	17,56	16,04	73,2	46,3	1,58	21,26	0,632	0,478	190
60	0,967	71	1,68	17,29	15,79	73,4	46,0	1,59	25,15	0,634	0,487	190
Режим максимальной крутяковой мощности												
40	1,189	54	1,43	8,92	8,29	77,3	33,7	2,29	20,46	0,668	0,399	191
50	1,001	54	1,21	8,92	8,29	77,3	33,7	2,29	24,31	0,668	0,420	191
60	0,864	54	1,04	8,92	8,29	77,3	33,7	2,29	28,15	0,668	0,435	191

Взаимосвязи приведенных параметров приведены на рис. 1.

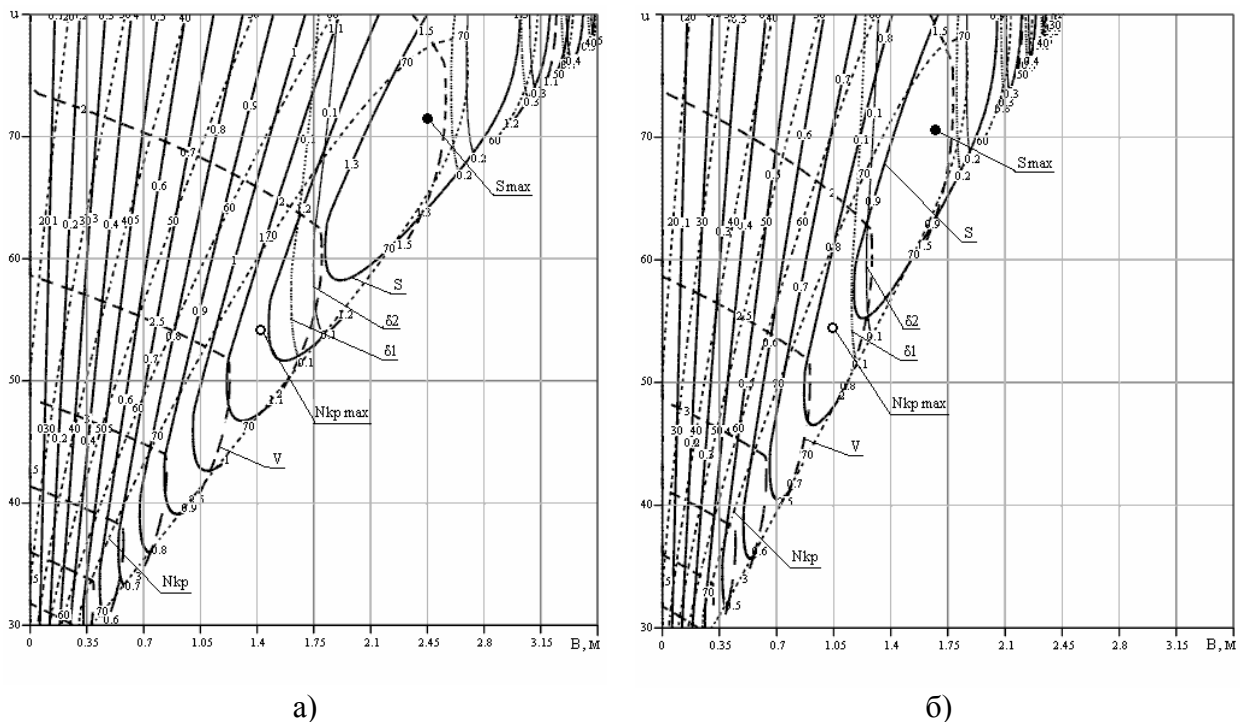


Рисунок 1. – Топология линий равных значений параметров МТА:  
а –  $k = 40 \text{ кН/м}^2$ , б –  $k = 60 \text{ кН/м}^2$

Для трактора ХТЗ -17221 передаточные числа трансмиссии на рабочем диапазоне составляют: 59,3; 50,2; 44,2; 37,8. Полученные значения передаточных чисел для режима максимальной крутяковой мощности близки (54) к имеющимся. Однако максимум производительности МТА наблюдается при передаточном числе 71-72.

### Выводы

1. Рациональным с точки зрения максимума производительности для трактора ХТЗ - 17221 является передаточное число трансмиссии 71-72, что позволяет повысить производительность на 12-16 % при снижении удельного расхода топлива на 11-15 %.
2. Режим максимальной производительности реализуется при буксовании 15-19%, силе тяги на крюке 46-47 кН и скорости движения 1,54-1,59 м/с (5,5-5,7 км/ч).
3. Для осуществления режима максимума производительности желательно для данного типа почвы агрегатировать трактор ХТЗ -17221 плугом со сменной шириной захвата. (Например, ПЛ-5-40 с шириной захвата  $B = 1,9...2,7$  м. и культурными корпусами для работы на скоростях 1,4...1,9 м/с).

**Список литературы:** 1. Акад. В.П. Горячкин. Рациональная формула силы тяги плугов. Теория, конструкция и производство сельскохозяйственных машин. Собрание сочинений., т.IV. Сельхозгиз, 1936, стр. 362. 2. Кутьков Г.М. / Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. – М.: Колос, 2004. – 504 с.: илл. 3. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві. // Навч. посібник / В.Т. Надикто, М.Л. Крижачківський, В.М. Кюрчев, С.Л. Абдула. – 2006. – 337 с., іл. 4. Самсонов В.А. / Оценка эффективности и сравнение тракторов при проектировании и модернизации. Тракторы и сельскохозяйственные машины. № 3. М.: – 2006. – С.11-16. 5. Самородов В.Б., Лебедев А.Т. Митропан Д.М., Сергиенко Н.Е. Рациональное агрегатирование тракторов на вспашке // Тракторы и сельскохозяйственные машины. М.: – 2004. – №11 – С. 43-55. 6. Мелешко М.Г., Бобровник А.И., Гуськов В.В., И.Н. Жуковский. Сомнительное сравнение тракторов//Тракторы и сельскохозяйственные машины. №6 М.: – 2005.– С.33-34. 7. Лебедев А.Т., Лебедев С.А. Оптимизация скорости движения тракторного агрегата // Вісник Полтавської державної аграрної академії. –Полтава: – 2006. – №4(43). –С.66-71. 8. Коваль А.А., Самородов В.Б./ Крюковая нагрузка и основные технико-экономические показатели колесного трактора на вспашке. Тракторы и сельскохозяйственные машины. №6 М.:2007.–С.15-17. Тракторы и сельскохозяйственные машины. №3 М.: 2007.–С.15-17. 9. Годлевский М.Д., Самородов Б.В. Развитие методики по определению основных технико-экономических показателей колесного трактора с бесступенчатой трансмиссией // Східно-європейський журнал передових технологій. – Харків.– 2006. – №6. – С. 27-30. 10. Самородов Б.В. Оптимизационный алгоритм по определению основных технико-экономических показателей трактора с гидрообъемно-механической трансмиссией // Збірник наукових праць Національної гірничої академії. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2005. – №21. – С. 169-174. 11. Ходовая система – почва – урожай / И.П. Ксенович, В.А. Скотников, М.И. Ляско. – М.: Агропромиздат. – 1985. – 304 с. 12. Тракторы: теорія / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение. – 1988. -376 с. 13. Проектування сільськогосподарських машин. Частина 1. Плуги загального призначення. За ред. М.В. Бакума. – Харків. -2003. -336 с.